

51

Int. Cl.:

F 16 h, 15/40

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES



PATENTAMT

52

Deutsche Kl.:

47 h, 15/40

10

11

21

22

43

Offenlegungsschrift 2136 243

Aktenzeichen: P 21 36 243.6

Anmeldetag: 20. Juli 1971

Offenlegungstag: 10. Februar 1972

Ausstellungspriorität: —

30

Unionspriorität

32

Datum:

31. Juli 1970

33

Land:

V. St. v. Amerika

31

Aktenzeichen:

60073

54

Bezeichnung:

Stufenlos verstellbares Getriebe

61

Zusatz zu:

—

62

Ausscheidung aus:

—

71

Anmelder:

Roller Gear Ltd., Zug (Schweiz)

Vertreter gem. § 16 PatG:

Wuesthoff, F., Dr.-Ing.; Pechmann, E. von, Dr.; Behrens, D., Dr.-Ing.;
Goetz, R., Dipl.-Ing.; Patentanwälte, 8000 München

72

Als Erfinder benannt:

Schottler, Henry, North Riverside, Ill. (V. St. A.)

DT 2 136 243

BEST AVAILABLE COPY

DR. ING. F. WUESTHOFF
DIPL. ING. G. PULS
DR. R. V. FROHMANN
DR. ING. D. BEHRENS
PATENTANWÄLTE

8 MÜNCHEN 80
SCHWABINGERSTRASSE 2
TELEFON (0811) 66 20 51
TELEGRAMME:
PROTEKTPATENT MÜNCHEN

2136243

1A-39 841

B e s c h r e i b u n g

zu der Patentanmeldung

ROLLER GEAR LIMITED,

Zug, Schweiz

betreffend

Stufenlos verstellbares Getriebe

Die Erfindung bezieht sich allgemein auf Kraftübertragungsvorrichtungen und betrifft insbesondere ein verstellbares bzw. mit variabler Drehzahl arbeitendes Getriebe, das ein großes Drehmoment übertragen kann, und bei dem die Drehzahlumsetzung innerhalb eines erheblichen Bereichs stufenlos veränderbar ist.

Fachleute auf dem Gebiet der Kraftübertragungsvorrichtungen sind ständig bemüht, verbesserte Getriebe zu schaffen, bei denen es möglich ist, das Ausgangsdrehmoment und die Drehzahl einer Kraftübertragungswelle zu regeln. Beispielsweise werden verbesserte Getriebe benötigt, die es ermöglichen, ein großes Drehmoment auf eine Abtriebswelle bei einer Drehzahl zu übertragen, die den jeweiligen Erfordernissen entsprechend gewählt werden kann. Der Drehzahlbereich soll bei solchen verstellbaren Getrieben vorzugsweise so breit sein, daß er auch einen Punkt umfaßt, bei dem die Drehzahl der Abtriebswelle gleich Null ist, damit das Getriebe leicht umgesteuert werden kann. Ferner sollen solche Getriebe so konstruiert sein, daß es innerhalb eines großen Drehzahlbereichs möglich ist, die Dreh-

zahl gegenüber dem Nullpunkt des Bereichs sowohl in der positiven als auch in der negativen Richtung stufenlos zu ändern.

Ferner werden verbesserte verstellbare Getriebe benötigt, die mit einem hohen mechanischen Wirkungsgrad arbeiten, die es gestatten, ein großes Drehmoment zu übertragen und die auf Änderungen der Belastung der Abtriebswelle ansprechen. Im Gegensatz zu den bekannten Drehmomentwandlern, die bewirken, daß die Drehzahl der Abtriebswelle automatisch in Abhängigkeit von Änderungen des Abtriebsdrehmoments variiert, soll es ein solches verbessertes Getriebe ermöglichen, ein Drehmoment auf eine Abtriebswelle unter Einhaltung einer gewählten konstanten Drehzahl zu übertragen, die bei den normalen Schwankungen der Belastung der Abtriebswelle im wesentlichen unverändert bleibt.

Der Erfindung liegt nunmehr die Aufgabe zugrunde, ein verbessertes, mit Kraftübertragungskugeln arbeitendes regelbares Getriebe zu schaffen, bei dem ein Untersetzungsbereich von erheblicher Größe vorgesehen ist, der auch einen Nullpunkt umfassen kann. Dieses erfindungsgemäße Getriebe ist innerhalb seines konstruktiv vorgesehenen Drehzahlbereichs von dem erwähnten Nullpunkt aus sowohl in der negativen als auch in der positiven Richtung stufenlos verstellbar. Ferner umfaßt das Getriebe nach der Erfindung Druckregelmittel, die auf Änderungen des Abtriebsdrehmoments ansprechen, um das Getriebe so zu verstellen, daß die gewählte Abtriebsdrehzahl im wesentlichen konstant gehalten werden kann. Weiterhin ermöglicht es das erfindungsgemäße Getriebe, ein großes Drehmoment zu übertragen, und es arbeitet mit einem hohen mechanischen Wirkungsgrad, so daß die Antriebskraft auf eine Abtriebswelle so übertragen wird, daß nur sehr geringe, auf Reibung oder Schlupf zurückzuführende Ver-

luste auftreten.

Zur Erfüllung der ihr zugrunde liegenden Aufgabe sieht die Erfindung ein mit Kraftübertragungskugeln arbeitendes Getriebe vor, das allgemein zwei Paare von konzentrischen inneren und äußeren Kugellaufflächen umfaßt. Zwischen den konzentrischen Kugellaufflächen sind Antriebskugeln so angeordnet, daß sie ständig in Roll- und Reibungsberührung mit den zugehörigen Laufflächen stehen. Bei beiden Paaren können die Kugellaufflächen in axialer Richtung weiter voneinander entfernt werden, und es sind somit Steuermittel vorgesehen, damit die axiale Lage eines Paares von Laufflächen eingestellt werden kann. Das eine Paar von Laufflächen ist mit der Abtriebswelle drehfest verbunden, während die Laufflächen des anderen Paares mit der Antriebswelle drehfest verbunden sind. Die Antriebskugeln übertragen das Drehmoment unter Vermittlung durch die Laufflächen dadurch, daß sie auf den inneren und äußeren Laufflächen längs kreisrunder Berührungsbahnen von unterschiedlicher Länge abrollen, wobei diese Berührungsbahnen durch die zusammenarbeitenden Flächen der Kugeln und der Laufflächen gebildet werden.

Ferner umfaßt das erfindungsgemäße Getriebe eine Druckregleinrichtung, die auf Drehmomentschwankungen anspricht, welche auf Schwankungen der Belastung der Abtriebswelle zurückzuführen sind; diese Einrichtung ist einem der Paare von Laufflächen zugeordnet, und sie dient dazu, den axialen Druck zwischen den Laufflächen und den Antriebs- oder Mitnehmerkugeln proportional zur Belastung der Abtriebswelle zu variieren. Dieser Druckregler hält außerdem die Kugeln bei jeder gewählten Stellung der Steuermittel in Reibungs- und Rollberührung mit den Laufflächen, so daß das Untersetzungsverhältnis des Getriebes konstant gehalten wird. Ferner sind die Laufflächen vorzugsweise so ausgebildet, daß sie

die Antriebskugeln längs Bahnen von erheblicher Breite berühren, damit das Getriebe ein Drehmoment von erheblicher Größe übertragen kann.

Die Erfindung und vorteilhafte Einzelheiten der Erfindung werden im folgenden anhand schematischer Zeichnungen an einem Ausführungsbeispiel näher erläutert.

Fig. 1 zeigt ein erfindungsgemäßes verstellbares Getriebe im Längsschnitt.

Fig. 2 ist ein Querschnitt längs der Linie 2-2 in Fig. 1.

Fig. 3 zeigt in einem Teilschnitt längs der Linie 3-3 in Fig. 1 mehrere Antriebskugeln und ihnen zugeordnete Kugelhalmittel..

Fig. 4 ist ein Schnitt längs der Linie 4-4 in Fig. 1, der die auf das übertragene Drehmoment ansprechende Druckregeleinrichtung zeigt.

Fig. 5 zeigt einen Teil der Druckregeleinrichtung nach Fig. 4 in einer abgewickelten Darstellung.

Fig. 6 zeigt in einer Abwicklung einen Teil der verstellbaren Einrichtung zum Variieren des Untersetzungsverhältnisses des Getriebes.

Fig. 7 veranschaulicht in einer vergrößerten schematischen Darstellung das Zusammenarbeiten der Antriebskugeln mit den Laufflächen und läßt erkennen, auf welche Weise das Untersetzungsverhältnis des Getriebes ermittelt wird..

Das in den Figuren insgesamt mit 10 bezeichnete verstellbare Getriebe nach der Erfindung umfaßt ein nach außen abgedichtetes Gehäuse 12 mit einer abnehmbaren Deckplatte 14.

In den mittleren Teil der Deckplatte 14 ist ein Nadellager 16 eingebaut, in dem eine zentral angeordnete Krafteinleitungs- oder Antriebswelle 20 drehbar gelagert ist. Eine Dichtung 18 bewirkt eine Abdichtung der Trennfuge zwischen dem Gehäuse 12 und der Deckplatte 14, und längs des Umfangs der Deckplatte sind Schrauben 19 verteilt, welche die Deckplatte fest mit dem Gehäuse verbinden.

Ferner umfaßt das Getriebe 10 eine zentral^{an}geordnete Kraftabgabe- oder Abtriebswelle 30. Gemäß Fig. 1 ist die Abtriebswelle 30 in dem Gehäuse 12 an seinem von der Deckplatte 14 abgewandten Ende in einem Lager 32 drehbar gelagert. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist das innere Ende der Abtriebswelle 30 mit einer axialen Aussparung 34 zum Aufnehmen des benachbarten Endes der Antriebswelle 20 versehen. In die Aussparung 34 ist ein zweites Nadellager 22 eingebaut, um das Innere Ende der Antriebswelle 20 drehbar zu lagern. Bei der beschriebenen Konstruktion erstrecken sich die Wellen 20 und 30 gleichachsig entlang der Achse des Getriebegehäuses 12, und sie sind in der beschriebenen Weise unabhängig voneinander in dem Gehäuse drehbar gelagert.

Weiterhin umfaßt das erfindungsgemäße Getriebe 10 zwei gleichachsig einander gegenüber angeordnete innere Antriebs- bzw. Laufflächen 40A und 40B sowie zwei gleichachsig einander gegenüber angeordnete äußere Laufflächen 50A und 50B. Gemäß Fig. 1 sind die vier genannten Laufflächen konzentrisch mit der Antriebswelle 20 und der Abtriebswelle 30 in dem Getriebegehäuse 12 angeordnet. Das die innere Lauffläche 40A aufweisende Bauteil ist der Antriebswelle 20 durch einen Keil 23 drehfest verbunden. Ein Sprengring 24 verhindert, daß sich das Bauteil mit der inneren Lauffläche 40A während des Betriebs des Getriebes 10 längs der Antriebswelle 20 in axialer Richtung verlagert. Das Bauteil mit der zweiten inneren Lauffläche 40B ist mit lockerem Sitz so auf die An-

triebswelle 20 aufgeschoben, daß es dem Bauteil mit der Lauffläche 40A in axialer Richtung benachbart ist. Das Bauteil mit der inneren Lauffläche 40B ist mit der Antriebswelle 20 durch eine auf Änderungen des übertragenen Drehmoments ansprechende Druckregleinrichtung 60 verbunden. Ein Sprengring 25 auf der Antriebswelle 20 verhindert, daß sich die Druckregleinrichtung 60 längs der Achse der Antriebswelle 20 verlagert. Die Druckregleinrichtung 60 spricht auf Änderungen der Drehmomentbelastung der Abtriebswelle 30 an, um auf proportionale Weise die Kraft zu variieren, mit der während des Betriebs des Getriebes die innere Lauffläche 40B in axialer Richtung gegen die innere Lauffläche 40A vorgespannt wird.

Die eine äußere Lauffläche 50A ist in radialer Fluchtung mit der einen inneren Lauffläche 40A angeordnet. Gemäß Fig. 1 ist die äußere Lauffläche 50A bei der bevorzugten Ausführungsform in dem Getriebegehäuse 12 gegen Drehbewegungen gesichert. Jedoch kann die ortsfeste äußere Lauffläche 50A in axialer Richtung gegenüber den anderen Laufflächen 50B und 40A sowie 40B axial verstellt werden, um das Übersetzungsverhältnis des Getriebes zu variieren. Das die andere äußere Lauffläche 50B aufweisende Bauteil ist mit einem konischen Abschnitt 36 versehen, der mit der Abtriebswelle 30 starr verbunden ist. Daher läuft die äußere Lauffläche 50B zusammen mit der Abtriebswelle 30 um.

Ferner erkennt man in Fig. 1 eine insgesamt mit 70 bezeichnete Einrichtung zum Festlegen des Bauteils mit der äußeren Lauffläche 50A gegen Drehbewegungen und zum Verstellen der Lauffläche 50A in axialer Richtung innerhalb des Getriebegehäuses. Diese Steuereinrichtung 70 umfaßt einen Zahnkranz 71, der am Umfang des Bauteils mit der Lauffläche 50A ausgebildet ist. Gemäß Fig. 2 ist in einem nach außen

vorspringenden Teil des Getriebegehäuses 12 eine in Eingriff mit dem Zahnkranz 71 stehende Schnecke 72 drehbar gelagert. Die Schnecke 72 trägt einen Drehknopf 73, damit der Zahnkranz 71 mit Hilfe der Schnecke 72 nach Bedarf gedreht werden kann, um die äußere Lauffläche 50A in der Umfangsrichtung zu verstellen. Da der Zahnkranz 71 in Eingriff mit der Schnecke 72 steht, kann sich das Bauteil mit der äußeren Lauffläche 50A während des Betriebs des Getriebes nicht gegenüber dem Gehäuse 12 drehen, doch ist es möglich, die Schnecke 72 mit Hilfe des Drehknopfes 73 zu betätigen, um die Lauffläche 50A nach Bedarf in axialer Richtung zu verstellen.

Die Steuereinrichtung 70 umfaßt ferner eine Anordnung, die beim Betätigen des Drehknopfes 73 bewirkt, daß die äußere Lauffläche 50A axial verstellt wird. Diese Anordnung umfaßt mehrere auf der Deckplatte 14 in gleichmäßigen Umfangsabständen verteilte Nockenrollen 74, die frei drehbar auf radialen Achsen 75 gelagert sind, welche durch einen Sprengring 76 in dazu passenden Aussparungen der Deckplatte 14 festgehalten werden. Wie aus der in Fig. 6 dargestellten Abwicklung ersichtlich, umfaßt das Bauteil mit der äußeren Lauffläche 50A einen ringförmigen Abschnitt 51, der die Antriebswelle 20 umgibt und in axialer Fluchtung mit den Nockenrollen 74 steht. Dieser ringförmige Abschnitt 51 ist mit mehreren als Nocken wirkenden Aussparungen 52 zum Aufnehmen der Nockenrollen 74 versehen. Gemäß Fig. 1 und 6 verlaufen die Aussparungen 52 unter einem Winkel zur Längsachse des Getriebes, so daß die Nockenrollen 74 mit den Aussparungen zusammenarbeiten, um die äußere Lauffläche 50A in der axialen Richtung um einen gewählten Betrag zu verstellen, wenn der ringförmige Abschnitt 51 des Laufflächenteils um einen bestimmten Betrag gedreht wird. Da die axiale Lage der Nockenrollen 74 dadurch bestimmt ist, daß sich die Achsen 75 der Nockenrollen an der

Deckplatte 14 abstützen, bewirkt ein Drehen des Bauteils mit der Lauffläche 50A mit Hilfe der Schnecke 72 und des Zahnkranzes 71, daß sich die Aussparungen 52 gegenüber den Nockenrollen 74 bewegen, so daß die äußere Lauffläche 50A axial verstellt wird.

Ferner umfaßt das erfindungsgemäße Getriebe einen Satz von Antriebskugeln 80. Gemäß Fig. 1 und 3 sind die Kugeln 80 in gleichmäßigen Winkelabständen um die Antriebswelle 20 herum verteilt, und sie werden durch ein Käfigteil 81 in ihrer Lage gehalten. Das Käfigteil 81 weist an seinem Umfang radiale Schlitzte 82 auf, so daß sich alle Kugeln 80 während des Betriebs des Getriebes in radialer Richtung verlagern können. Das Käfigteil 81 hat eine zentrale Öffnung 83, welche die Antriebswelle 20 mit einem Spielraum umgibt, so daß sich die Kugeln 80 zusammen mit dem Käfigteil 81 unabhängig von der Antriebswelle drehen können. Gemäß Fig. 1 sind die Kugeln 80 längs der Achse des Getriebes in dem Gehäuse 12 so angeordnet, daß jede Kugel ständig in Roll- und Reibungsberührung mit allen vier Kugellaufflächen 40A, 40B, 50A und 50B steht.

Während des Betriebes des Getriebes 10 übertragen die Kugeln 80 ein Drehmoment zwischen der Antriebswelle 20 und der Abtriebswelle 30 dadurch, daß sie in Rollberührung mit den äußeren Laufflächen 50A und 50B stehen, und zwar gemäß Fig. 7 längs kreisrunder Bahnen, die durch die Berührungspunkte C_1 und C_2 bestimmt sind, sowie dadurch, daß die Kugeln gleichzeitig in Rollberührung mit den inneren Laufflächen 40A und 40B stehen, und zwar längs kreisrunder Bahnen, die durch die Berührungspunkte C_3 und C_4 bestimmt sind. Die Radien der kreisrunden Bahnen, längs welcher die betreffenden Berührungspunkte der Antriebskugeln 80 um die Achse A der Wellen 20 und 30 kreisen, sind für die Berührungspunkte

C_1 bis C_4 in Fig. 7 eingezeichnet und mit R_1 bis R_4 bezeichnet. Entsprechend sind die Bahnen auf den Kugeln 80, längs welcher die Kugeln mit den vier Laufflächen an den genannten Berührungspunkten zusammenarbeiten, in Fig. 7 als Linien T_1 bis T_2 dargestellt. Während des Betriebs des Getriebes werden die Drehzahlen der Wellen 20 und 30 im Verhältnis zueinander durch die Beziehung zwischen den Laufbahnradien R_1 bis R_4 und der Umfangslänge der Bahnen T_1 bis T_4 auf den Kugeln 80 bestimmt.

Bei dem Getriebe 10 ist der Druckregler 60 vorgesehen, um zu gewährleisten, daß die Antriebskugeln 80 ständig in schlupffreier Reibungs- und Rollberührung mit den vier Laufflächen stehen, was dadurch bewirkt wird, daß der Berührungsdruk zwischen den Kugeln und den Laufflächen in Abhängigkeit von den Änderungen der Belastung der Abtriebswelle 30 variiert wird. Um dies zu ermöglichen, ist der Druckregler 60 den inneren Laufflächen 40A und 40B zugeordnet, die den Steuer- und Abtriebslaufflächen 50A und 50B gegenüber liegen. Gemäß Fig. 1 und 5 umfaßt der Druckregler 60 ein Nockenteil 61 und einen Satz von in gleichmäßigen Umfangsabständen verteilten Druckkugeln 62. Das Nockenteil 61 ist mit der Antriebswelle 20 durch einen Keil 63 drehfest verbunden. Ein ringförmiger Abschnitt des Nockenteils 61 steht in axialer Fluchtung mit den Kugeln 62 und ist mit als Nocken wirkenden Aussparungen 64 versehen, von denen jede eine Kugel aufnimmt. Die Aussparungen 64 haben eine vorbestimmte gleichmäßige Tiefe, und sie umfassen gleichmäßig geneigte Nockenflächen 64A, mit denen die Kugeln 62 zusammenarbeiten.

Das Bauteil mit der inneren Lauffläche 40B ist gemäß Fig. 1 in axialer Fluchtung mit den Nockenaussparungen 64 mit einer Ringnut 65 versehen, mit der die Kugeln 62 ständig zusammenarbeiten, so daß diese Kugeln in den Nockenaussparungen 64 festgehalten werden. Ein Kugelkäfig 66 umschließt

einen Abschnitt des Bauteils mit der Lauffläche 40B mit einem Spielraum, und dieser Käfig besitzt axiale Öffnungen 68 (Fig. 5), von denen jede eine der Kugeln 62 mit einem Spielraum aufnimmt. Der Kugelkäfig 66 dient somit dazu, die Kugeln in radialer Fluchtung mit den Nockenaussparungen 64 zu halten, doch können sich diese Kugeln in den Öffnungen 68 radial verlagern. Zwischen dem Nockenteil 61 und dem Bauteil mit der Lauffläche 40B ist ferner eine Druckfeder 67 angeordnet, welche die verschiedenen Teile des Getriebes so vorspannt, daß zwischen den Antriebskugeln 80 und den vier Laufflächen ständig ein anfänglicher Berührungsdruck vorhanden ist.

Die beschriebenen Teile des Druckreglers 60 haben die Aufgabe, den Berührungsdruck zwischen den Kugeln 80 und den vier Laufflächen proportional zu den Änderungen der Drehmomentsbelastung der Abtriebswelle 30 zu variieren. Der Druckregler 60 fühlt das Auftreten unterschiedlicher Drehmomente zwischen den beiden Wellen 20 und 30, wenn solche Unterschiede durch Schwankungen der Belastung hervorgerufen werden, und er spricht in der Weise an, daß er die ihm zugeordneten inneren Laufflächen 40A und 40B in axialer Richtung gegeneinander verstellt. Auf diese Weise erhält der Druckregler 60 die Reibungs- und Rollberührung zwischen den Kugeln 80 und den vier Laufflächen über den ganzen Verstellbereich des Getriebes 10 aufrecht. Somit kann das Getriebe 10 innerhalb seines Verstellbereichs jeweils mit einem gewählten konstanten Untersetzungsverhältnis arbeiten.

Wenn das Getriebe 10 in Betrieb gesetzt werden soll, wird zuerst die Steuereinrichtung 70 eingestellt, um die Steuerlauffläche 50A in diejenige Stellung zu bringen, bei der sich das gewünschte Untersetzungsverhältnis ergibt. Hierauf kann auf die Abtriebswelle mit Hilfe einer beliebigen nicht dargestellten Antriebsvorrichtung ein Antriebsdreh-

moment aufgebracht werden, damit die Antriebswelle mit der gewünschten Eingangsdrehzahl umläuft. Gemäß Fig. 1 wird das Bauteil mit der inneren Lauffläche 40A durch den Keil 23 gezwungen, sich zusammen mit der Antriebswelle zu drehen. Der Druckregler 60 und die Vorspannfeder 67 bewirken hierbei, daß sich das Bauteil mit der inneren Lauffläche 40B ebenfalls zusammen mit der Antriebswelle 20 dreht.

Wenn sich die Antriebswelle 20 dreht, hat sich das Bestreben, die Antriebskugeln 80 zu veranlassen, eine Planetenbewegung derart auszuführen, daß sie auf den inneren Laufflächen 40A und 40B abrollen, wobei sie sich längs der Bahnen bewegen, die gemäß Fig. 7 durch die Berührungspunkte C_3 und C_4 bestimmt sind. Außerdem rollen die eine Planetenbewegung ausführenden Antriebskugeln 80 auf den äußeren Laufflächen 50A und 50B ab, wobei sie diese Laufflächen längs Bahnen berühren, die gemäß Fig. 7 durch die Berührungspunkte C_1 und C_2 bestimmt sind. Da die äußere Steuerlauffläche 50A nicht drehbar ist, übertragen die Antriebskugeln 80 ein Reaktionsdrehmoment von den inneren Antriebslaufflächen 40A und 40B aus, und dieses Reaktionsdrehmoment bewirkt, daß sich das Bauteil mit der äußeren Lauffläche 50B zusammen mit der damit verbundenen Abtriebswelle 30 in dem Lager 32 dreht, solange das Getriebe nicht auf die Abtriebsdrehzahl Null eingestellt worden ist. Wenn das Getriebe jenseits der Nullstellung in der positiven Richtung verstellt wird, läuft die Abtriebswelle 30 in der gleichen Richtung um wie die Antriebswelle 20; wird das Getriebe jedoch gegenüber dem Nullpunkt in der negativen Richtung verstellt, dreht sich die Abtriebswelle 30 entgegen dem Drehwind der Antriebswelle 20.

Das dargestellte Getriebe 10, bei dem der Laufbahnradius R_2 der Abtriebslauffläche 50B größer ist als die Laufbahnradien R_3 und R_4 der Antriebslaufflächen 40A und 40B,

bewirkt eine Herabsetzung der Drehzahl zwischen der Antriebswelle 20 und der Abtriebswelle 30. Somit arbeitet das Getriebe mit variabler Drehzahl. Es ist natürlich auch möglich, das Getriebe 10 in umgekehrter Richtung zu betreiben, wobei die Welle 30 die Antriebswelle und die Welle 20 die Abtriebswelle bildet. In diesem Fall arbeitet das Getriebe auf ähnliche Weise als Übersetzungsgetriebe mit variabler Drehzahl.

Der Druckregler 60 gewährleistet, daß die Antriebskugeln 80 eine Planetenbewegung längs der vier Laufflächen ausführen, wobei trotz möglicher Schwankungen der Belastung der Abtriebswelle 30 im wesentlichen kein Schlupf auftritt. Wenn die Abtriebswelle 30 nicht oder nur sehr wenig belastet ist, erhält die Vorspannfeder 67 den Berührungsdruck zwischen den Kugeln 80 und den vier Laufflächen dadurch aufrecht, daß sie die innere Lauffläche 40B axial gegen die innere Lauffläche 40A drückt. Der Druckregler 60 kommt zum Regeln des Berührungsdrucks zwischen den Kugeln 80 und den vier Laufflächen immer dann zur Wirkung, wenn die Abtriebswelle 30 in einem erheblichen Ausmaß belastet wird. Außerdem bewirkt der Druckregler 60, daß die Kugeln 80 und die vier Laufflächen ihre relative Lage im wesentlichen beibehalten, die mit Hilfe der Steuer- oder Einstellvorrichtung 70 eingestellt worden ist, so daß die Drehzahl der Abtriebswelle 30 konstant gehalten wird.

Wenn sich die Belastung der Abtriebswelle 30 erhöht, wird an dem Berührungspunkt C_2 durch die Abtriebslauffläche 50B eine Verzögerungs- oder Bremskraft auf die Antriebskugeln 80 übertragen. Hierbei setzt sich die Drehbewegung der Antriebswelle 20 und des Bauteils mit der inneren Lauffläche 40A fort. Diese Bremskraft führt dazu, daß eine im wesentlichen gleichgroße, entgegengesetzt gerichtete Reaktionskraft auftritt, die durch die Kugeln 80 auf die innere Lauf-

fläche 40B an dem Berührungspunkt C_4 übertragen wird. Da das Bauteil mit der Lauffläche 40B frei drehbar ist, ist die resultierende Reaktionskraft bestrebt, das Bauteil mit der Lauffläche 40B zu drehen. Jede Winkelbewegung des Bauteils mit der Lauffläche 40B wird durch die Ringnut 65 auf die Druckkugeln 62 übertragen, die hierdurch veranlaßt werden, die Nockenaussparungen 64 zu verlassen und gemäß Fig. 1 längs der Nockenflächen 64A nach oben zu rollen und sich hierbei nach links zu bewegen. Die Neigung der Nockenflächen 64a bewirkt hierbei, daß die Druckkugeln 62 gegen die Innenfläche der Ringnut 65 gedrückt werden. Somit spannt der Druckregler 60 das Bauteil mit der inneren Lauffläche 40B gegen das Bauteil mit der inneren Lauffläche 40A mit einer Kraft vor, die zur Belastung der Abtriebswelle 30 proportional ist. Der Berührungsdruck zwischen den vier Laufflächen und den Kugeln 80 wird auf diese Weise in direkter Abhängigkeit von der Belastung der Abtriebswelle 30 variiert, so daß ein Durchrutschen der Kugeln 80 verhindert wird. Auch hierdurch hält der Druckregler 60 die Kugeln und die Laufflächen in der gewünschten Lage zueinander, so daß das Untersetzungsverhältnis des Getriebes konstant gehalten wird.

Fig. 7 zeigt schematisch, auf welche Weise das Getriebe 10 arbeitet, um eine stufenlos veränderbare Untersetzung zwischen der Antriebswelle 20 und der Abtriebswelle 30 zu bewirken. Die normalerweise feststehende äußere Lauffläche 50A wird als Steuerlauffläche benutzt, während die ihr gegenüberliegende äußere Lauffläche 50B des zugehörigen, mit der Abtriebswelle 30 starr verbundenen Bauteils als Abtriebslauffläche zur Wirkung kommt. Gemäß Fig. 7 sind die äußeren Laufflächen 50A und 50B als konische geradlinig begrenzte Laufflächen ausgebildet, auf denen die Antriebskugeln 80 längs kreisrunder Bahnen abrollen, die durch die Lage der Berührungspunkte C_1 und C_2 bestimmt sind. Die Benutzung einer der äußeren Laufflächen auch als Steuerlauf-

fläche gemäß der vorstehenden Beschreibung führt bei dem erfindungsgemäßen stufenlos verstellbaren Getriebe zu einer erheblichen Vereinfachung der Konstruktion und der Wirkungsweise.

Der Neigungswinkel der Laufflächen 50A und 50B gegenüber der Achse A der Antriebswelle 20 ist so gewählt, daß das Getriebe 10 das gewünschte Betriebsverhalten zeigt. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die beiden äußeren Laufflächen jeweils unter einem Winkel von 45° gegen die Achse A geneigt. Die Verwendung gleich großer Neigungswinkel von 45° bei beiden äußeren Laufflächen führt zu einer Vereinfachung der Konstruktion des Getriebes, da es möglich ist, die Laufflächen so anzuordnen, daß die Berührungspunkte C_1 und C_2 in axialer Fluchtung miteinander stehen, und daß die Radien R_1 und R_2 bei jeder beliebigen Einstellung des Getriebes 10 einander gleich sind.

Auch die inneren Laufflächen 40A und 40B haben eine vorbestimmte Form. Die innere Lauffläche 40A verläuft vorzugsweise allgemein parallel zu der ihr diametral gegenüberliegenden konischen Lauffläche 50B. Da somit im wesentlichen parallele Flächen 40A und 50B vorhanden sind, zwischen denen sich die Antriebskugeln 80 verlagern können, wenn das Untersetzungsverhältnis des Getriebes 10 geändert wird, wirken auf die beiden Wellen 20 und 30 nur minimale axiale Schubkräfte.

Da die inneren Laufflächen 40A und 40B für die Drehmomentübertragungsfähigkeit des Getriebes 10 von besonderer Bedeutung sind, hat die Lauffläche 40A bei der bevorzugten Ausführungsform der Erfindung vorzugsweise eine kreisbogenförmig gekrümmte oder konkave Querschnittsform. Wie aus Fig. 7 ersichtlich, bewirkt die geringe Konkavität der Lauffläche 40A, deren Krümmungsradius etwa in der Größenordnung des Durchmessers der Antriebskugeln 80 liegt, daß zwischen den

Kugeln und der Lauffläche 40A keine Punktberührung auftritt. Somit wird die Berührungsfläche zwischen der Lauffläche 40A und den Kugeln 80 vergrößert, so daß sich die Belastbarkeit des Getriebes proportional zur Größe der Berührungsfläche erhöht. Da die Breite der tatsächlichen Berührungsfläche zwischen den Antriebskugeln 80 und der inneren Lauffläche 40A nur in der Größenordnung von einigen hundertstel Millimetern liegt, ist diese Berührungsfläche in den Zeichnungen nicht zu erkennen. Im Hinblick hierauf zeigt daher Fig. 7 als Berührungsfläche zwischen den Kugeln 80 und der inneren Lauffläche 40A nur den Berührungspunkt C_3 , der auf einem Radius R_3 liegt.

Auch die andere innere Lauffläche 40B hat eine vorbestimmte konkave Krümmung. Jedoch ist der Krümmungsradius der Lauffläche 40B erheblich größer als derjenige, der mit ihr zusammenarbeitenden Antriebskugeln 80, d. h., die Krümmung der Lauffläche 40B unterscheidet sich erheblich von der Krümmung der Lauffläche 40A. Der Krümmungsradius der inneren Lauffläche 40B und der Winkelbereich, über den sich diese Lauffläche erstreckt, richten sich nach dem gewünschten Betriebsverhalten des Getriebes 10. Bei der bevorzugten Ausführungsform ist gemäß Fig. 1 und 7 die innere Lauffläche 40B gegenüber der ersten inneren Lauffläche 40A so angeordnet, daß sie einen Nullpunkt O bestimmt, und die Lauffläche 40B erstreckt sich über einen Kreisbogen von solcher Länge, daß die Antriebskugeln 80 auf beiden Seiten des Nullpunktes O mit dieser Lauffläche zusammenarbeiten können. Bei dieser Konstruktion kann die Abtriebsdrehzahl gegenüber dem Nullpunkt sowohl in einer positiven als auch in einer negativen Richtung eingestellt werden. Die Antriebskugeln 80 arbeiten mit der Lauffläche 40B praktisch an Berührungspunkten C_4 zusammen, die auf einem Bahnradius R_4 liegen.